

Requested Patent: JP1188748A

Title: AUTOMATIC SPEED CHANGE GEAR ;

Abstracted Patent: JP1188748 ;

Publication Date: 1989-07-28 ;

Inventor(s): IKEURA KENJI ;

Applicant(s): NISSAN MOTOR CO LTD ;

Application Number: JP19880012364 19880121 ;

Priority Number(s): ;

IPC Classification: F16H5/66; B60K41/10; F16H5/64; F16H5/82 ;

Equivalents: ;

#### ABSTRACT:

**PURPOSE:** To reduce a speed change shock by setting the switchover timing of a clutch based on the change in actual input/output shaft torque.

**CONSTITUTION:** The input shaft torque of an input shaft 6 and the output shaft torque of a second output shaft 11 are detected by sensors 4, 5 respectively and, when the detected value of the output shaft torque reached a target output shaft torque at the time of, e.g., up-shift from the third gear to the fourth gear, the disengaging operation of a first clutch 7 is carried out by determining the share of torque of the clutch 7 which is on the power transmitting side at the time of the third gear to be nearly zero. That is, at the point of time of the target output shaft torque, since a second clutch 8 for speed change has nearly 100% share of torque, the gear change from the third gear to the fourth gear can be smoothly carried out reducing a speed change shock. That is, since the timing of disengaging a clutch is determined based on the actual input/output shaft torque, even if the engaging characteristics of the clutches 7, 8 are varied, this can be coped with, maintaining smooth speed change for a long time.

## ⑫ 公開特許公報(A) 平1-188748

⑬ Int. Cl.<sup>4</sup> 識別記号 庁内整理番号 ⑭ 公開 平成1年(1989)7月28日  
 F 16 H 5/66 1 0 2 7331-3 J  
 B 60 K 41/10 8710-3 D  
 F 16 H 5/64 1 0 2 7331-3 J  
 5/82 7331-3 J 審査請求 未請求 請求項の数 1 (全9頁)

⑮ 発明の名称 自動変速装置

⑯ 特 願 昭63-12364

⑰ 出 願 昭63(1988)1月21日

⑱ 発 明 者 池 浦 憲 二 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社  
内

⑲ 出 願 人 日産自動車株式会社 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

⑳ 代 理 人 弁理士 有我 軍一郎

## 明 細 書

## 1. 発明の名称

自動変速装置

## 2. 特許請求の範囲

少なくとも2つの中間軸と、該中間軸の各々をエンジン側入力軸に連結するための少なくとも2つのクラッチと、前記中間軸の各々を出力軸に駆動連結するための一組以上の変速歯車からなる変速機構と、を備え、

所定の変速比への切り換え指令時、該所定の変速比を達成可能な所定組の変速歯車を噛み合わせて準備し、該所定組の変速歯車側のクラッチを入力操作するとともに、所定の操作信号に従って現在係合中のクラッチを切操作して、エンジン側入力軸に連結された中間軸を入れ替え、変速比の切り換えを行う自動変速装置において、

前記エンジン側入力軸の軸トルクを検出する第1のトルク検出手段と、前記出力軸の軸トルクを検出する第2のトルク検出手段と、前記所定の変

速比への切り換え指令時、切り換え先の変速比とそのときのエンジン側入力軸の軸トルクとに基づいて、変速比達成時における出力軸の目標出力軸トルクを演算する目標演算手段と、出力軸の実際の軸トルクが目標出力軸トルクにほぼ到達したとき、現在係合中のクラッチの切操作を促す前記所定の操作信号を出力する信号出力手段と、を備えたことを特徴とする自動変速装置。

## 3. 発明の詳細な説明

(産業上の利用分野)

本発明は、自動車用の自動変速装置に関し、特に、複合クラッチ式多段自動変速機に係り、クラッチの切り換え動作を円滑にして変速ショックの低減を意図した自動変速装置に関する。

(従来の技術)

自動車用の自動変速装置としては、遊星歯車等の常時噛み合い関係にある歯車変速機構と、この歯車変速機構の各部を固定したり、開放したりして変速比を切り換える摩擦係合機構と、を備えたものが主流であり、広く一般に使用されている。

しかし、この種の自動変速装置は、トルクの伝達を継続したまま変速比の切り換えを行うことから、伝達経路の一部にトルクコンバータを介在させる必要があり、効率の点で充分ではない。このため、トルクコンバータを直結することが可能なロックアップクラッチを備え、例えば高速走行などに、このロックアップクラッチを作動させて効率の改善を図ることが行われているが、機構の複雑化や重量の増加などの弊害は避けられない。

ところで、一部のスポーツ専用自動車などに搭載されているいわゆる複合クラッチ式多段自動変速機は、機構が簡単、したがって軽量、さらに高い伝達効率を併せもつ、といった優れた長を有していることから、一般の自動車への搭載が望まれている。

従来の複合クラッチ式多段自動変速装置としては、例えば、特開昭 58-118356 号公報に記載されたものがある。この自動変速装置では、エンジン側入力軸に専用のクラッチを介して連結可能な一対の中間軸を有し、この一対の中間軸と、

ファイナルギアを介して駆動系に連結された出力軸との間に、変速比を選択可能な変速歯車列が設けられている。そして、変速比の切り換えに際しては、一方のクラッチを入操作するとともに、他方のクラッチを所定のタイミングで切操作することにより、エンジン側入力軸に連結される中間軸を入れ替えて、変速比の切り換え操作を行っている。

このような自動変速装置によれば、前述したようにトルクコンバータや遊星歯車を必要としないので、機構が簡単、軽量、効率が高いといった長を有している。

しかし、この種の自動変速装置にあっては、動力伝達系路中の滑り要素に、効率の点から摩擦係合を伴う乾式や湿式のクラッチが用いられる構成となっていたため、入力軸を入れ替える変速過渡時のトルク変動に起因する変速ショックが比較的大きいといった欠点があった。

したがって、効率面を重視する特殊なスポーツ専用車では使用に耐えられるものの、運転フィー

リング等が重要なファクターとなる一般車両にあっては、大きな変速ショックは問題が大きく搭載の障害になっていた。このような障害を解決するため、従来のものでは以下に述べる方法を提案している。

すなわち、

(I) 変速操作時に、非動力伝達側のクラッチを入操作するとともに、変速操作開始から所定の時間経過後に、現在までの動力伝達側のクラッチを切断する操作を行い、上記所定の時間を適当に設定することにより、一対のクラッチの入、切タイミングを円滑にするといった方法や、

(II) あるいは、変速操作時に、動力伝達側のクラッチ切断が行われる時点で、非動力伝達側のクラッチが既に半ば接続された状態にあり、この半接続状態のクラッチを介してエンジンに負荷が加えられると、エンジン回転数が低下することに着目し、このエンジン回転数低下時をもって、現在まで動力伝達側であったクラッチの切断を促すといった方法を探り、クラッチの切り換えを滑らか

に行って変速ショックの低減を図っている。

(発明が解決しようとする課題)

しかしながら、従来の (I) の方法にあっては、クラッチの係合特性が変化した場合、これに対応することができず、長期間に亘って安定して変速ショックを低減することができないといった問題点がある。また、(II) の方法にあっては、エンジン回転数の変化は、駆動系トルクに変動が引き起こされた後に現れるものであり、この時点では既に変速ショックが発生しているから、実際にはエンジンの回転数が低下した後の変速ショックしか低減することができず、運転フィーリングの面で十分に満足のいく変速ショックの低減効果が得られないといった問題点がある。

(発明の目的)

本発明は、このような問題点に鑑みてなされたもので、実際の入・出力軸トルクの変化に基づいて、クラッチの切り換えタイミングを設定することにより、クラッチの切り換えを適切なトルク分組比のもとで滑らかに行い、変速ショックを低減

して、運転フィーリングの改善を図ることを目的としている。

(課題を解決するための手段)

本発明による自動変速装置は上記目的達成のため、少なくとも2つの中間軸と、該中間軸の各々をエンジン側入力軸に連結するための少なくとも2つのクラッチと、前記中間軸の各々を出力軸に駆動連結するための一組以上の変速歯車からなる変速機構と、を備え、所定の変速比への切り換え指令時、該所定の変速比を達成可能な所定組の変速歯車を噛み合わせて準備し、該所定組の変速歯車側のクラッチを入操作するとともに、所定の操作信号に従って現在係合中のクラッチを切操作して、エンジン側入力軸に連結された中間軸を入れ替え、変速比の切り換えを行う自動変速装置において、前記エンジン側入力軸の軸トルクを検出する第1のトルク検出手段と、前記出力軸の軸トルクを検出する第2のトルク検出手段と、前記所定の変速比への切り換え指令時、切り換え先の変速比とそのときのエンジン側入力軸の軸トルクとに

積として求められる目標出力軸トルクに到達したとき、変速前に係合していたクラッチのトルク分担がほぼゼロとなって、このクラッチを切操作するのに最適なタイミングが得られる。

したがって、本発明では、上記最適なタイミングでクラッチの切操作を行うことができるので、クラッチの切り換えを滑らかにして変速ショックを低減することができる。さらに、実際の入・出力軸のトルク変動に基づいてタイミングを設定しているので、クラッチ等の特性変化に拘らず、長期間に亘って安定して切り換えの円滑さを維持することができる。

(実施例)

以下、本発明を図面に基づいて説明する。

第1～7図は本発明に係る自動変速装置の一実施例を示す図であり、前進4段、後退1段の複合クラッチ式多段自動変速機に適用した例である。

まず、構成を説明する。第1図において、1は自動変速装置であり、自動変速装置1は複合クラッチ式多段変速機2と、変速制御装置3と、を有

基づいて、変速比達成時における出力軸の目標出力軸トルクを演算する目標演算手段と、出力軸の実際の軸トルクが目標出力軸トルクにほぼ到達したとき、現在係合中のクラッチの切操作を促す前記所定の操作信号を出力する信号出力手段と、を備えている。

(作用)

本発明では、変速操作時のエンジン側入力軸の軸トルクおよび出力軸の軸トルクが検出され、検出された出力軸の軸トルクが、入力軸の軸トルクと変速先の変速比とに基づいて設定された目標出力軸トルクにほぼ到達したとき、現在係合中のクラッチが切操作される。

すなわち、変速操作期間の前半部では、そのときの入力軸トルクを変速前の変速比で増大したものが出力軸トルクとして現れ、また、変速操作期間が進行して入操作されたクラッチの係合圧が高まっていくと、変速先の変速比に従って出力軸トルクが変化していく。そして、この出力軸トルクがそのときの入力軸トルクと変速先の変速比との

している。

複合クラッチ式多段変速機2には、第1のトルクセンサ4と、第2のトルクセンサ5が備えられ、これら第1のトルクセンサ4および第2のトルクセンサ5を含む複合クラッチ式多段変速機2の具体的な構成は、第2図のように示される。

第2図において、複合クラッチ式多段変速機2は、図中左端側に設けられた図示しないエンジンからの駆動力を受けて回転するエンジン側入力軸(以下、単に入力軸)6と、入力軸6の両端部に各々設けられた第1のクラッチ7および第2のクラッチ8と、第1のクラッチ7の接続により入力軸6に連結され得る第1の中間軸9と、該第1の中間軸9と同一軸上に配設され、第2のクラッチ8の接続により入力軸6に連結され得る第2の中間軸10と、第1の中間軸9および第2の中間軸10に並設された出力軸11と、上記第1、第2の中間軸9、10および出力軸11に設けられた変速機構13と、を含んで構成されている。

第1のクラッチ7は、入力軸6と一体的に回転

するフライホール7a、プレッシャープレート7bおよびダイアフラムスプリング7cと、第1の中間軸9とスプライン嵌合するクラッチディスク7dと、を有し、第1のクラッチ操作機構14から伝達機構14aを介して加えられる操作力F<sub>a</sub>によりフライホール7aとプレッシャープレート7bの間でクラッチディスク7dを摩擦係合し、入力軸6と第1の中間軸9とを連結する。なお、上記第1のクラッチ操作機構14は、後述の変速制御装置3から入力される第1のクラッチ係合信号S<sub>a</sub>が“H”レベルのとき、操作力F<sub>a</sub>を発生する。

第2のクラッチ8は、入力軸6と一体的に回転する被係合側部材8aと、第2の中間軸10と一体的に回転する摩擦部材8bと、油圧等の操作力F<sub>a</sub>を受けて作動し、摩擦部材8bを被係合部材8aに係合させるピストン8cと、を有し、摩擦部材8bと被係合側部材8aとの係合により第2の中間軸10を入力軸6に連結する。なお、操作力F<sub>a</sub>は第2のクラッチ操作機構15で発生され、クラッチ操作機構15は後述の変速制御装置3から入力

される第2のクラッチ係合信号S<sub>b</sub>が“H”レベルのとき上記操作力F<sub>a</sub>を発生する。

変速機構13は、5つの固定ギヤ、4つの変速ギヤ、2つのスリーブ、を含んで構成されている。5つの固定ギヤは、第1の中間軸9上に一体形成された固定ギヤ9a、9b、9cと、第2の中間軸10上に一体形成された固定ギヤ10a、10bと、からなり、また、4つの変速ギヤは、出力軸11に周方向移動可能に取り付けられた1速ギヤ11a、3速ギヤ11b、2速ギヤ11c、4速ギヤ11dからなり、さらに、2つのスリーブは、出力軸11に軸方向移動可能に取り付けられた1速→後退→3速を選択するスリーブ16および2速→4速を選択するスリーブ17からなっている。

上記2つのスリーブ16、17は、各々駆動機構18、19により駆動され、矢印(イ)～(ニ)方向に移動して移動方向にある変速ギヤのギヤスプラインと係合し、所定の変速ギヤと第2の出力軸11とを連結する。例えば、スリーブ16が(イ)方向に移動してこのスリーブ16のギヤスプライン16'と1

速ギヤ11aのギヤスプライン11a'とが係合すると、1速ギヤ11aが出力軸11に連結され、1速ギヤ11aと噛合関係にある固定ギヤ9aを介して入力軸6と出力軸11が駆動連結される。なお、スリーブ16が図示位置にあるとき、スリーブ16は図示を省略したりバースアイドラーギヤと噛合するようになっており、リバースアイドラーギヤは第1の中間軸9の固定ギヤ9bと噛合関係にある。したがって、この場合、第1の中間軸9の回転は逆転されて出力軸11に伝達され、後退方向の駆動連結となる。

出力軸11には、出力ギヤ11eが一体に形成されており、出力ギヤ11eは図示しないファイナルドライブギヤに歯合し、出力軸11に伝達された出力軸トルクT<sub>o</sub>をファイナルドライブギヤに伝える。

このような構成の複合クラッチ式多段変速機2には、前述したように第1のトルクセンサ4および第2のトルクセンサ5が設けられており、第1のトルクセンサ4および第2のトルクセンサ5の具体的な構成と機能は以下のとおり示される。

すなわち、第1のトルクセンサ4は、変速機ケース20に一体的に取り付けられたプレート21と、このプレート21に固定されるとともに、フライホール7aの側面から微小な間隙を隔てて設けられた一対の励磁コイル4a、4a'と、を有し、さらに、第3図の要部詳細図に示すように、フライホール7aの側面には、上記励磁コイル4a、4a'の各々に対向して多数のグループ(溝)からなる一対のグループ帯4b、4b'が、入力軸6の軸芯を中心とした円周方向に形成されている。一対のグループ帯4b、4b'を構成する各グループの方向は、フライホール7aの側面で、入力軸6の軸芯を中心とした放射方向に対して所定の角度をなすとともに、一対のグループ帯4b、4b'の間では、グループの方向が対称形となっている。

このような構成の第1のトルクセンサ4は、入力トルクの変化によってフライホール7aに微妙なねじり変形が生じた場合、一対のグループ帯4b、4b'は、各々グループの方向と放射方向と

のなす角が、一方を増大、他方を減少させるように相対的に変化し、この変化により、角を増大させている一方のグループ帯側の透磁率が増加し、角を減少させている他方のグループ帯側の透磁率が減少する。したがって、一対のグループ帯 4 b、4 b' の各々に対して励磁コイル 4 a、4 a' のそれぞれから磁束を供給すると、これら透磁率の変化に従って励磁コイル 4 a、4 a' を流れる励磁電流に電流差が生じ、この電流差はフライホール 7 a のおじり変形の大きさに比例しているので、電流差からフライホール 7 a に作用する入力軸トルク T<sub>i</sub> を検出することができる。したがって、第 1 のトルクセンサ 4 は入力軸 6 の軸トルクを検出する第 1 のトルク検出手段としての機能を有している。

再び、第 2 図において、第 2 のトルクセンサ 5 は、変速機ケース 20 に固定されたセンサ本体 5 a と、出力軸 11 の軸内部に形成された測定用空間 22 と、を有しており、これらの要部詳細図は第 4 図のとおり示される。

再び、第 1 図において、変速制御装置 3 は、目標演算手段および信号出力手段としての機能を有し、トルク比演算部 3 a、タイミング設定部 3 b および変速操作制御部 3 c を含んで構成されている。これら 3 a ~ 3 c の各部は、各部単独、あるいは各部共通のマイクロコンピュータ等によって構成され、所定のプログラムに従って必要な各種処理を実行する。

すなわち、トルク比演算部 3 a は、第 1 のトルクセンサ 4 および第 2 のトルクセンサ 5 で検出された入力軸トルク T<sub>i</sub> および出力軸トルク T<sub>o</sub> に基づいて、これらのトルク比 T<sub>r</sub> を演算する。また、タイミング設定部 3 b は、トルク比 T<sub>r</sub> および変速操作制御部 3 c から入力された変速先の変速比 R<sub>i</sub> (但し、i = 1 速 ~ 4 速、後退の何れか) などに従って、変速過度時における切断側クラッチの切断タイミングを決定する。具体的には、変速先の R<sub>i</sub> と入力軸トルク T<sub>i</sub> の積を目標出力軸トルク T<sub>o</sub>' (T<sub>o</sub>' = T<sub>i</sub> × R<sub>i</sub>) とし、この T<sub>o</sub>' に実際の出力軸トルク T<sub>o</sub> が到達したと

第 4 図において、測定用空間 22 は、軸方向に沿った円筒面 22 a を有し、この円筒面 22 a には多数のグループからなる一対のグループ帯 22 b、22 b' が形成されている。グループ帯 22 b、22 b' を構成する各グループの方向は、第 2 の出力軸 11 の軸方向に対して所定の角度をなすとともに、一対のグループ帯 22 b、22 b' の間では、グループ方向が対称形となっている。また、センサ本体 5 a には、一対の励磁コイル 5 c、5 c' が取り付けられ、この励磁コイル 5 c、5 c' は上記グループ帯 22 b、22 b' から微小な間隙をもって隔てられている。

このような構成の第 2 のトルクセンサ 5 は、上述の第 1 のトルクセンサ 4 と同様に、一対のグループ帯 22 b、22 b' の透磁率の変化からトルク変化を検出することができ、具体的には、第 2 の出力軸 11 に伝達された出力軸トルク T<sub>o</sub> を検出することができる。したがって、第 2 のトルクセンサ 5 は、出力軸 11 の軸トルクを検出する第 2 のトルク検出手段としての機能を有している。

き、切断側クラッチの切操作を促す操作信号 T<sub>M</sub> G を出力する。

変速操作制御部 3 c は、図示しないスロットル開度や車速などの車両走行状態を表す各種情報に基づいて、車両の走行状態に最適な変速点をきめ細かく設定し、必要に応じて変速指令を複合クラッチ式多段変速機 2 に出力する。ここで、変速指令は、前記複合クラッチ式多段変速機 2 の 2 つのスリーブを移動させる指令信号や、第 1 のクラッチ 7 および第 2 のクラッチ 8 を係合させるための第 1 のクラッチ係合信号 S<sub>1</sub> および第 2 のクラッチ係合信号 S<sub>2</sub> などを含んでいる。

次に、作用を説明する。

今、選択されている変速比が、例えば 3 速の場合のトルク伝達は、第 2 図において、エンジン→入力軸 6→係合状態にある第 1 のクラッチ 7→第 1 の中間軸 9→固定ギヤ 9 c→3 速ギヤ 11 b→スリーブ 16→第 2 の出力軸 11→出力ギヤ 11 e→ファイナルドライブギヤへと伝えられ、3 速ギヤ 11 b および固定ギヤ 9 c のギヤ比 (この場合、3 速の

ギヤ比、以下 $R_4$ ）に従ってトルクの増大が行われ $T_o = T_i \times R_4$ がファイナルドライブギヤを介して駆動系に伝達されている。

一方、例えば4速の場合のトルク伝達は、エンジン→入力軸6→第2のクラッチ8→第2の中間軸10→固定ギヤ10b→4速ギヤ11d→スリーブ17→第2の出力軸11→出力ギヤ11e→ファイナルドライブギヤへと伝えられ、4速ギヤ11dおよび固定ギヤ10bのギヤ比（この場合、4速のギヤ比、以下 $R_4$ ）に従ってトルクの増大（但し、 $R_4 = 1.000$  ならば増大作用はない）が行われ、 $T_o = T_i \times R_4$ がファイナルドライブギヤを介して駆動系に伝達される。

また、上記例示の3速から4速への変速操作は、まず、3速時において、動力非伝達側の第2のクラッチ8の係合を開始して徐々に係合圧を高めていき、所定のタイミングで動力伝達側の第1のクラッチ7を切断して4速のトルク伝達系路への切り換えが行われる。そして、この切断のタイミングが適切でないと、エンジンの空吹きが発生した

り、インターロックによる大きなトルクの引き込み（すなわち、変速ショック）が発生したりするので好ましくない。

そこで本実施例では、入力軸6の入力軸トルク $T_i$ および第2の出力軸11の出力軸トルク $T_o$ をそれぞれ検出し、例えば3速→4速のアップシフト時において、出力軸トルク $T_o$ の検出値が目標出力軸トルク $T_o'$ （ $T_o' = T_i \times R_4$ ）に到達したとき、3速時に動力伝達側であった第1のクラッチ7のトルク分担がほぼゼロになったとして、第1のクラッチ7の切り操作を行うようにしている。すなわち、 $T_o' = T_o = T_i \times R_4$ の時点では、変速先の第2のクラッチ8がほぼ100%のトルク分担となっているので、3速から4速への変速が滑らかに行われ、変速ショックを低減することができる。しかも、本実施例では実際の入・出力軸トルクに基づいてクラッチの切断のタイミングを決定しているので、第1のクラッチ7や第2のクラッチ8の係合特性が変化した場合でも、これに対応することができ、長期に亘って変

速の滑らかさを維持することができる。

以下、第5～7図の3速→4速のアップシフトを例にしたタイミングチャートに従って本実施例の動作を説明する。

第5図において、変速開始が行われる時間 $t_0$ 以前にあっては、第1のクラッチ係合信号 $S_1$ が“H”レベルで出力され、第1のクラッチ7が係合して上述の3速時の伝達系路が形成されている。

時間 $t_0$ において、3速から4速への変速が決心されると、第2のクラッチ係合信号 $S_2$ が“H”レベルに変化し、第2のクラッチ操作機構15で操作力 $F_2$ が発生して第2のクラッチ8はそのバックラッシュをつめていく。このバックラッシュをつめている間（すなわち、時間 $t_0 - t_1$ の間）では、変速比は3速のままであり、出力軸トルク $T_o$ にはそのときの入力軸トルク $T_i$ を3速の変速比 $R_3$ で増大したトルクが現れている。

時間 $t_1$ に至り第2のクラッチ8のバックラッシュがゼロになると、この第2のクラッチ8は係合動作を開始する。そして、係合圧の高まりに伴

って、第2のクラッチ8の伝達トルク $T_{C2}$ が上昇する一方、第1のクラッチ7の伝達トルク $T_{C1}$ は減少していく。これにより、出力軸トルク $T_o$ も $T_{C2}$ の減少にตอบสนองして減少を始めていく。

時間 $t_2$ において、入力軸トルク $T_i$ と4速の変速比 $R_4$ との積に相当する値（すなわち、目標出力軸トルク $T_o'$ ）まで出力軸トルク $T_o$ が低下すると、 $T_{C1}$ の分担トルクがほぼ0となる一方、 $T_{C2}$ の分担トルクがほぼ100%となり、そのときの $T_i$ を $R_4$ 倍した $T_o'$ のほぼ全てを第2のクラッチ8が分担するに至っている。

このようにして3速時に動力伝達側であった第1のクラッチ7のトルク分担がほぼゼロが検出されると、速やかに操作信号 $TMC$ が出力され、これにより制御装置3は第1のクラッチ係合信号 $S_1$ を“L”レベルに変化させて第1のクラッチ操作機構14に出力する。その結果、第1のクラッチ操作機構14からの操作力 $F_1$ が断となって第1のクラッチ7が速やかに切断され、第1のクラッチ7のトルク容量 $MTC_1$ はゼロとなる。

時間 $t_1 - t_2$ の間において、第2のクラッチ8のトルク容量 $MTC_8$ の余裕分 $\alpha$ だけ入力軸6の回転数 $N_1$ が引き下げられ、引き下げに要した仕事量をイナーシャトルク $INT$ として放出する。すなわち、時間時間 $t_1 - t_2$ の間はいわゆるイナーシャフェーズとして作用し、この間では、 $INT$ が $T_0$ に加算され、一時的に $T_0 = T_1 \times R + INT$ まで上昇する。

時間 $t_2$ において、 $INT$ が完全に放出されると、 $T_0$ は4速で定められた分担トルクに相当する値となり、これに伴って $T_0$ も $T_1 \times R$ の値になって安定し、変速操作が終了する。

このように本実施例では、入力軸トルク $T_1$ および出力軸トルク $T_0$ を検出し、これらの検出値に基づいて、変速前に動力伝達側であったクラッチの分担ゼロの点を推定して、この点を当該クラッチの切断タイミングとしている。したがって、実際の伝達トルク値に基づいてタイミングが設定されているので、クラッチの係合特性変化等に左右されずに安定した、滑らかなクラッチの入れ替

えを行うことができ、変速ショックを効果的に低減することができる。

すなわち、第6図に示すように、例えば、第1のクラッチ7の切断タイミングを $x$ 時間だけ遅らせて、時間 $(t_1 + x)$ で切断を行った場合を想定すると、第1のクラッチ7および第2のクラッチ8の双方が時間 $x$ の間、共に係合状態となるから、この場合には、インターロックを生じトルクの引き込みを発生して大きな変速ショックを引き起こし、

また、第7図に示すように、第1のクラッチ7の切断タイミングを $x$ 時間だけ早めて時間 $(t_1 - x)$ で切断を行った場合を想定すると、第2のクラッチ8の伝達トルク $T_0$ が充分に高まっていないうちに、第1のクラッチ7が切断されることとなるので、エンジンの空吹け現象が発生するといったそれぞれのタイミングのずれによる不具合が発生するが、本実施例によれば、このような不具合の発生を回避できる。

(効果)

本発明によれば、実際の入・出力軸トルクの変化に基づいて、クラッチの切り換えタイミングを設定しているので、クラッチの切り換えを適切なトルク分担比のもとで滑らかに行うことができ、変速ショックを低減して、運転フィーリングの改善を図ることができる。

#### 4. 図面の簡単な説明

第1～7図は本発明に係る自動変速装置の一実施例を示す図であり、第1図はその全体構成図、第2図はその複合クラッチ式多段変速機の具体的な構成を示す図、第3図はその第1のトルクセンサの具体的な構成を示す要部詳細図、第4図はその第2のトルクセンサの具体的な構成を示す要部詳細図、第5図はその作用を説明するためのタイミングチャート、第6、7図はその効果を説明するためにタイミング不良の例をそれぞれ示すタイミングチャートである。

3 …… 変速制御装置 (目標演算手段、信号出力手段)、

4 …… 第1のトルクセンサ (第1のトルク検

出手段)、

5 …… 第2のトルクセンサ (第2のトルク検出手段)、

6 …… エンジン側入力軸、

7 …… 第1のクラッチ } (クラッチ)、

8 …… 第2のクラッチ }

9 …… 第1の中間軸 } (中間軸)、

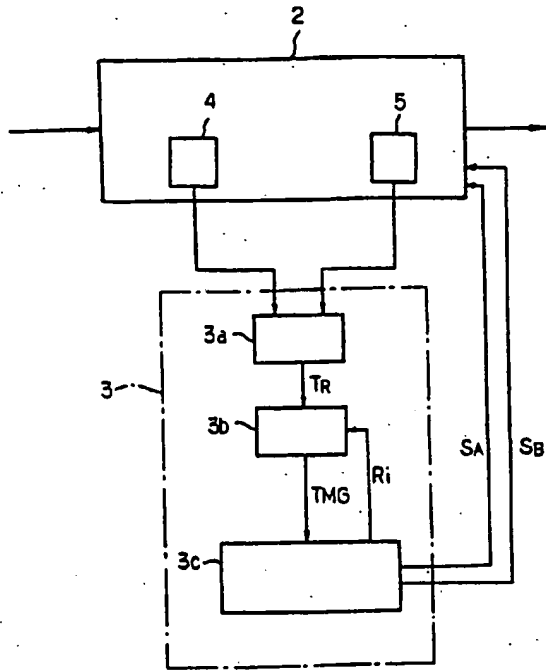
10 …… 第2の中間軸 }

13 …… 変速機構。

特 許 出 願 人 日産自動車株式会社  
代 理 人 弁 理 士 有 我 軍 一 郎

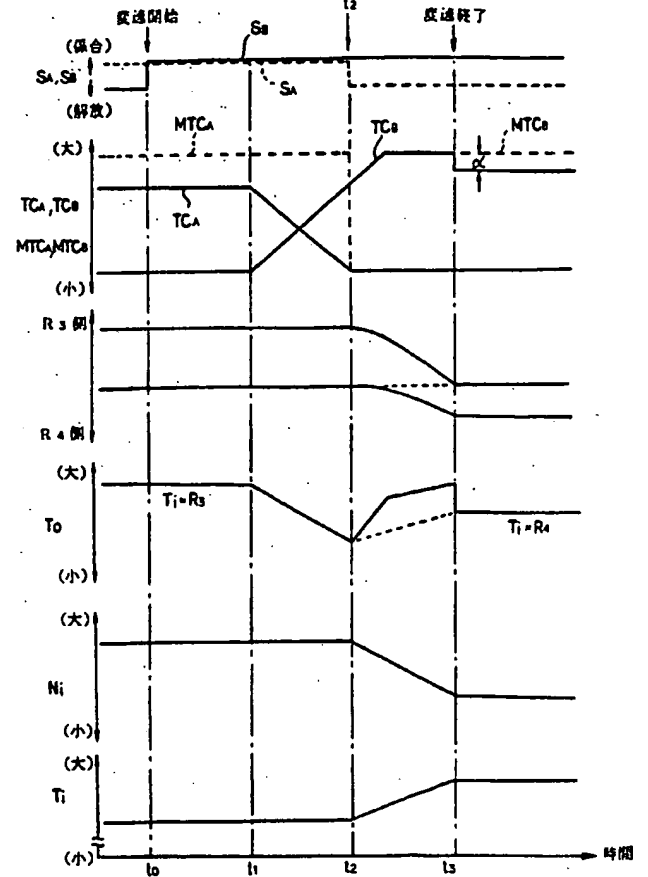


第 1 図

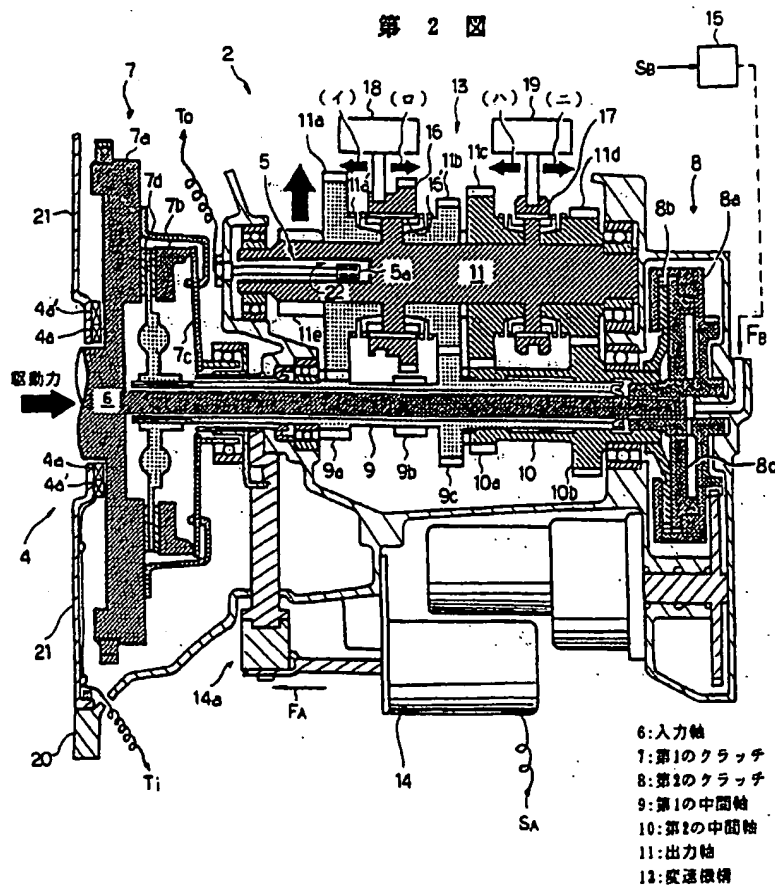


3: 変速制御装置  
4: 第1のトルクセンサ  
5: 第2のトルクセンサ

第 5 図



第 2 図



6: 入力軸  
7: 第1のクラッチ  
8: 第2のクラッチ  
9: 第1の中間軸  
10: 第2の中間軸  
11: 出力軸  
12: 変速機構

